

(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE  
INSTITUT NATIONAL  
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE  
PARIS

(11) N° de publication :  
(à n'utiliser que pour les commandes de reproduction)

2 587 773

(21) N° d'enregistrement national :

85 14192

(51) Int Cl<sup>4</sup> : F 16 F 9/19; B 60 K 5/12.

(12)

## DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

(22) Date de dépôt : 25 septembre 1985.

(71) Demandeur(s) : Société anonyme dite : ALLINQUANT.  
— FR.

(30) Priorité :

(72) Inventeur(s) : Pierre Lebret et Jean-Jacques Crétel.

(43) Date de la mise à disposition du public de la demande : BOPI « Brevets » n° 13 du 27 mars 1987.

(73) Titulaire(s) :

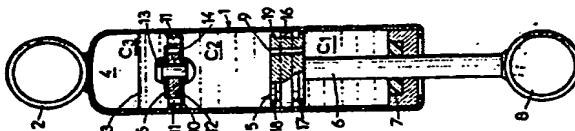
(60) Références à d'autres documents nationaux apparentés :

(74) Mandataire(s) : Cabinet de Boisse.

(54) Amortisseur hydraulique télescopique, adapté en particulier pour amortir les oscillations des moteurs.

(57) Il comprend un piston 5 déplacé dans un cylindre 1 par les oscillations à amortir et percé de canaux de transfert du fluide hydraulique, ledit amortisseur étant adapté pour n'exercer qu'un amortissement nul ou faible des oscillations de faible amplitude; le piston 5 est combiné avec un organe 16, étanche au fluide hydraulique et librement mobile entre deux butées 17, 18 sous l'effet de la pression de ce fluide, ledit organe permettant d'accumuler sur l'une ou l'autre de ses faces un certain volume de fluide hydraulique, qui est ainsi soustrait à l'obligation de traverser les canaux du piston dans les petites oscillations.

Application à l'amortissement des vibrations de moteurs.



FR 2 587 773 - A1

D

Vente des fascicules à l'IMPRIMERIE NATIONALE, 27, rue de la Convention — 75732 PARIS CEDEX 15

L'invention concerne les amortisseurs hydrauliques télescopiques et a pour but en particulier d'adapter ces appareils à l'amortissement des oscillations des moteurs par rapport au châssis sur lequel ils sont fixés de façon élastique par exemple par des silent-blocs.

Les amortisseurs hydrauliques télescopiques, qui sont destinés le plus souvent à être associés aux suspensions de véhicules, comportent un piston mobile dans un cylindre et percé de canaux, libres (canaux calibrés) ou contrôlés par des clapets, par lesquels le fluide hydraulique doit passer d'une face à l'autre du piston pour permettre les mouvements relatifs du piston et du cylindre, qui sont respectivement reliés au châssis suspendu et au train de roulement du véhicule. L'amortissement des oscillations de la suspension résulte de la résistance opposée au passage du fluide hydraulique dans les canaux du piston.

Pour éviter une raideur excessive de la suspension dans le cas où les sollicitations auxquelles elle est soumise ont une petite amplitude et une fréquence relativement grande, comme par exemple lors du roulement d'une voiture sur une chaussée pavée, on a déjà proposé de prévoir sur le piston des orifices libres aménagés de manière que le passage de l'huile s'y fasse avec une perte de charge relativement petite. On a réalisé ceci par exemple en s'arrangeant pour que les clapets contrôlant les canaux du piston ne recouvrent pas complètement les orifices de ces canaux. Toutefois, cette disposition ne répond pas complètement au but recherché car le freinage de l'huile dans les petites oscillations reste important.

Dans certaines applications, considérées plus particulièrement par l'invention, tel que l'amortissement des oscillations d'un moteur, il faut réduire

encore davantage les pertes de charge de fluide hydraulique dans les oscillations de petite amplitude et haute fréquence, qui doivent rester pratiquement libres pour éviter de transmettre des vibrations au châssis portant le moteur, tandis que les oscillations à grande amplitude et basse fréquence doivent être amorties.

L'invention a pour objet un dispositif répondant à ce but.

Elle se caractérise par l'association au piston, percé des canaux de transfert habituels, d'un organe étanche au fluide hydraulique et librement mobile entre deux butées sous l'effet de la pression de ce fluide, ledit organe jouant à côté du piston principal le rôle d'un piston libre permettant d'accumuler sur l'une ou l'autre de ses faces un certain volume de fluide hydraulique, qui est ainsi soustrait à l'obligation de traverser les canaux du piston dans les petites oscillations.

Selon un mode de réalisation particulier, simple et avantageux, l'organe susdit est constitué par un segment étanche interposé entre le piston et le cylindre, libre de se déplacer, par rapport au piston qu'il entoure, entre deux butées ménagées sur le piston, et soumis aux pressions régnant sur les faces respectives du piston.

La description qui va suivre en regard des dessins annexés, donnés à titre d'exemple, permettra de bien comprendre comment l'invention peut être réalisée, les particularités décrites ainsi que celles ressortant du dessin faisant partie de l'invention.

. la figure 1 montre en coupe axiale un mode de réalisation d'un amortisseur hydraulique télescopique perfectionné selon l'invention;

35 . la figure 2 montre le piston à plus grande échelle;

. la figure 3 le montre en projection sur un plan perpendiculaire à son axe;

. la figure 4 montre à la même échelle que la figure 2, un détail d'une variante;

5 . la figure 5 représente l'association d'un tel amortisseur et d'un moteur à pistons.

L'amortisseur représenté sur la figure 1 est du type monotube avec chambre de compensation des variations du volume de rentrée de tige à son extrémité supérieure, mais ceci n'est pas limitatif car 10 l'invention pourrait être aussi appliquée aux amortisseurs du type bi-tube dans lesquels la chambre de compensation est constituée par l'intervalle situé entre les deux tubes.

15 L'amortisseur comporte un cylindre 1 muni d'un oeil 2 pour sa fixation sur l'une des parties dont on veut amortir les oscillations relatives. Dans ce cylindre, qui est rempli d'huile jusqu'à un certain niveau 3 de manière à laisser un matelas d'air 4 dans 20 la chambre de compensation, peut se déplacer un piston 5, fixé sur une tige 6. Celle-ci se prolonge à l'extérieur de l'appareil à travers un joint d'étanchéité 7 et est munie à son extrémité d'un oeil 8 pour sa fixation sur la seconde des parties dont on veut amortir les oscillations.

25 Le piston 5 est percé de canaux tels que 9 servant au transfert de l'huile d'une face à l'autre du piston, dans le mouvement de celui-ci. Les figures 1 et 2 montrent un canal unique, librement ouvert à ses extrémités et calibré de manière que compte tenu de sa longueur, il oppose au passage de l'huile une résistance correspondant à l'effort d'amortissement cherché pour les grandes amplitudes d'oscillation. Mais il est évident qu'il pourrait exister plusieurs canaux travaillant en parallèle. De plus, au lieu d'être librement

ouverts les canaux pourraient être contrôlés par des clapets chargés par des ressorts ou encore par un clinquant métallique fixé en son centre sur le piston 5. Dans ce cas on doit prévoir deux groupes de canaux, 5 affectés l'un au passage de l'huile dans un sens et l'autre au passage en sens inverse, les deux groupes de canaux étant contrôlés par des clinquants distincts selon une disposition bien connue.

La partie supérieure du cylindre 1 formant 10 chambre de compensation 4 est séparée de la partie où se meut le piston 5 par une cloison 10. Celle-ci est percée de canaux 11 disposés en couronne et contrôlés par un clinquant métallique 12 fixé en son centre sur la cloison par un rivet 13, lesdits canaux 11 servant 15 ainsi au passage de l'huile de la chambre 4 vers la chambre de travail du piston 5 quand le mouvement de celui-ci se fait dans le sens qui l'éloigne de la cloison 10 (détente de l'amortisseur). La cloison 10 est également percée d'un canal 14, sur un diamètre 20 plus petit que les canaux 11 et contrôlé par un clinquant 15. Ce canal qui s'ouvre à travers un trou du clinquant 12 sert au passage de l'huile de la chambre de travail du piston vers la chambre 4 quand le mouvement du piston le rapproche de la cloison 10.

25 Comme on l'a dit, la chambre 4 avec sa cloison 10 sert à compenser les variations du volume de rentrée de la tige 6 qui se trouve à l'intérieur du cylindre 1.

Dans la phase de détente de l'amortisseur, la 30 chambre 4 doit fournir un volume d'huile vers la chambre de travail à travers les canaux 11, lesquels doivent avoir une section totale importante combinée avec une flexibilité assez grande du clinquant 12, pour alimenter rapidement la chambre de travail et éviter des 35 phénomènes de cavitation au-dessus du piston 5.

Par contre, quand dans la phase de compression, le piston se rapproche de la cloison et que par conséquent le volume de la tige augmente, le surplus d'huile doit passer vers la chambre 4 à travers le canal 14 en soulevant le clinquant 15, mais à ce débit doit s'opposer une résistance plus importante que celle opposée par le ou les canaux 9 du piston. Le calibrage du canal 14 et la raideur du clinquant 15 sont adaptés en conséquence.

10 Ces dispositions sont d'ailleurs bien connues.

Autour de la jupe du piston dont la longueur de génératrice est plus grande que dans les amortisseurs télescopiques habituels, un segment ou anneau 16 à section rectangulaire est interposé entre la jupe cylindrique du piston et la paroi interne du cylindre. Ce segment peut coulisser par rapport au piston entre deux butées 17 et 18 que les figures 1 et 2 représentent sous la forme de collerettes laissant entre elles et la face interne du cylindre, un jeu important 19 de manière que la pression de l'huile puisse se transmettre sur le segment 16, d'un côté et de l'autre.

25 Ce segment peut être constitué par un anneau continu, que l'on montera par exemple, à force sur le piston. Ce segment peut être en matière plastique. On peut aussi pour le montage, enlever l'une des collerettes montée de façon amovible. Le segment peut aussi être un segment fendu d'un type assurant une bonne étanchéité.

30 Ce segment joue deux fonctions.  
Tout d'abord il empêche le passage de l'huile entre le piston et le cylindre en obligeant l'huile à passer à travers les canaux du piston.

35 D'autre part, grâce à sa possibilité de coulisсement sur le piston entre les collerettes 17 et 18, il joue le rôle d'un piston libre qui obéit aux

vibrations de la différence des pressions régnant sur les deux faces du piston principal 5, pour libérer d'un côté ou de l'autre, entre lui, le piston principal et le cylindre, un volume permettant d'accumuler de 5 l'huile. De la sorte un petit mouvement du piston principal peut se faire sans que de l'huile soit obligée de passer à travers les canaux du piston.

Il convient comme on le comprend d'assurer un passage aussi libre que possible de l'huile dans l'un 10 ou dans l'autre des volumes susdits ce qui peut être obtenu par exemple en donnant aux collarlettes 17 et 18 une forme crénelée comme on le voit sur la figure 3.

En analysant de plus près le fonctionnement on peut distinguer la phase dans laquelle le piston est 15 tiré vers le bas de la figure 1 (détente) et la phase dans laquelle le piston est déplacé vers le haut (compression).

Dans la première phase, l'huile contenue dans la chambre C, au-dessous du piston est mise sous pression sous l'effet de la différence entre la section  $S_a$  20 du piston principal 5 et la section  $S_b$  de la tige.

La pression est communiquée au segment 16 et agit sur lui par sa section qui est la différence entre la section interne  $S_c$  du cylindre 1 et la section  $S_a$  du 25 piston principal, de sorte que le segment 16 est poussé vers le haut et coulisse sur le piston principal jusqu'à buter sur la collarette 18.

Pendant ce mouvement, il ne se produit donc 30 pas de résistance d'amortissement, hormis les frottements mécaniques tels que le frottement de la tige sur le joint 7, tant que le segment 16 n'est pas en butée sur la collarette 18. A partir de ce moment seulement l'huile est obligée de traverser les canaux 9 du piston et l'amortissement s'exerce.

35 Si l'on désigne par  $w$  la course du piston

principal 5 et par z la course du segment 16, et si l'on écrit que les volumes balayés respectivement par le segment 16 et par le piston 5 sont égaux, on a l'équation:

5

$$z(S_c - S_a) = w(S_a - S_b)$$

10

d'où:  $w = z \frac{S_c - S_a}{S_a - S_b}$  (1)

C'est l'expression de la course du piston 5 qui n'est pas amortie.

15

Dans la phase du fonctionnement où le piston 5 se déplace vers le haut de la figure 1 (compression), l'augmentation de la pression se fait dans la partie C<sub>2</sub> de la chambre de travail sous l'effet, cette fois, de la pleine section S<sub>a</sub> de ce piston et la pression pousse le segment 16 vers la collierette inférieure 17, restituant vers C<sub>1</sub> le volume y devenant nécessaire, c'est-à-dire w(S<sub>a</sub> - S<sub>b</sub>).

20

Les mouvements non amortis sont symétriques dans les deux cas.

25

Dans les deux cas, le volume w S<sub>b</sub> va ou bien de C<sub>3</sub> en C<sub>2</sub> ou bien inversement de C<sub>2</sub> en C<sub>3</sub>.

Dans les deux cas enfin, à partir du moment où le segment est venu en butée sur une collierette, l'amortisseur fonctionne normalement.

30

Il y a avantage à ce que la section S<sub>b</sub> de la tige soit petite par rapport à celle du piston. Par exemple, on peut avoir un diamètre de tige de l'ordre du tiers du diamètre du piston, correspondant à une section neuf fois plus petite.

35

A titre d'exemple, on peut indiquer que dans un prototype réalisé par la demanderesse, on avait les valeurs numériques suivantes:

	Diamètre intérieur du cylindre:	28 mm
	Diamètre du piston 5 dans la partie cylindrique entre les collarlettes 17 et 18:	24 mm
5	Longueur/génétrice du segment:	5 mm
	Intervalle entre les collarlettes:	8 mm
	Course du segment entre collarlettes:	3 mm
	Diamètre de la tige:	10 mm

10                   Avec ces données, la course non amortie du piston 5 de l'amortisseur c'est-à-dire l'amplitude des oscillations non amorties est de l'ordre de 1,3 mm (course w).

15                   Il se peut qu'en l'absence de vibrations le segment 16, au lieu d'occuper une position médiane entre les collarlettes 17 et 18, soit en appui sur l'une ou sur l'autre, mais lors de l'apparition des vibrations avec leur alternance, il sera entraîné en mouvement alternatif et jouera la fonction décrite.

20                   Si l'on veut qu'au repos le segment tende à prendre la position médiane entre les collarlettes, on pourra prévoir un léger ressort de chaque côté, par exemple, une rondelle flexible 21 (figure 4) ondulée et coupée, intercalée entre chacune des collarlettes et le segment.

25                   Sur la figure 5, on a représenté à petite échelle et très schématiquement en élévation latérale, un moteur à piston 22 monté sur un châssis de véhicule 23, par l'intermédiaire de ressorts 24 placés de chaque côté.

30                   Un amortisseur selon l'invention est placé en 25 entre moteur et châssis. Il est de préférence disposé de manière que sa ligne d'action a b soit oblique par rapport au plan de symétrie du moteur (plan parallèle au plan du dessin), pour absorber aussi bien les composantes parallèles à ce plan que les composantes perpendiculaires.

REVENDICATIONS

1. Amortisseur hydraulique télescopique, comportant un piston (5) déplacé dans un cylindre (1) par les oscillations à amortir et percé de canaux de transfert du fluide hydraulique, ledit amortisseur étant adapté pour n'exercer qu'un amortissement nul ou faible des oscillations de faible amplitude, en particulier pour la suspension de moteurs à pistons, caractérisé en ce que le piston (5) de l'amortisseur est combiné avec un organe (16), étanche au fluide hydraulique et librement mobile entre deux butées (17, 18) sous l'effet de la pression de ce fluide, ledit organe jouant à côté du piston principal le rôle d'un piston libre permettant d'accumuler sur l'une ou l'autre de ses faces un certain volume de fluide hydraulique, qui est ainsi soustrait à l'obligation de traverser les canaux du piston dans les petites oscillations.
2. Amortisseur selon la revendication 1, caractérisé en ce que l'organe (16) formant piston auxiliaire libre est un segment en forme d'anneau interposé entre la jupe cylindrique du piston principal et la paroi interne du cylindre, ce segment étant monté coulissant sur le piston entre deux butées (17, 18) qui définissent sa course sur le piston.
3. Amortisseur selon la revendication 2, caractérisé en ce que le segment est étanche au fluide hydraulique.
4. Amortisseur selon la revendication 3, caractérisé en ce que le segment est en matière plastique.
5. Amortisseur selon l'une des revendications 2 à 4, caractérisé en ce que les butées sont constituées par des collarlettes du piston laissant entre elles et le

cylindre un jeu important pour la libre transmission de la pression du fluide hydraulique sur le segment.

6. Amortisseur selon la revendication 5, caractérisé en ce que les collarlettes sont crénelées.

5 7. Amortisseur selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que le diamètre de la tige (6) du piston est de l'ordre du tiers du diamètre du piston ou plus petit.

10 8. Amortisseur selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que de légers ressorts tels qu'une rondelle ondulée et fendue (21) sont placés entre le segment (16) et les collarlettes (17, 18) du piston.

15 9. Une suspension de moteur à piston, caractérisée en ce que les organes élastiques de cette suspension sont associés à un amortisseur selon l'une des revendications 1 à 8.

2587773

1-2

FIG.:1

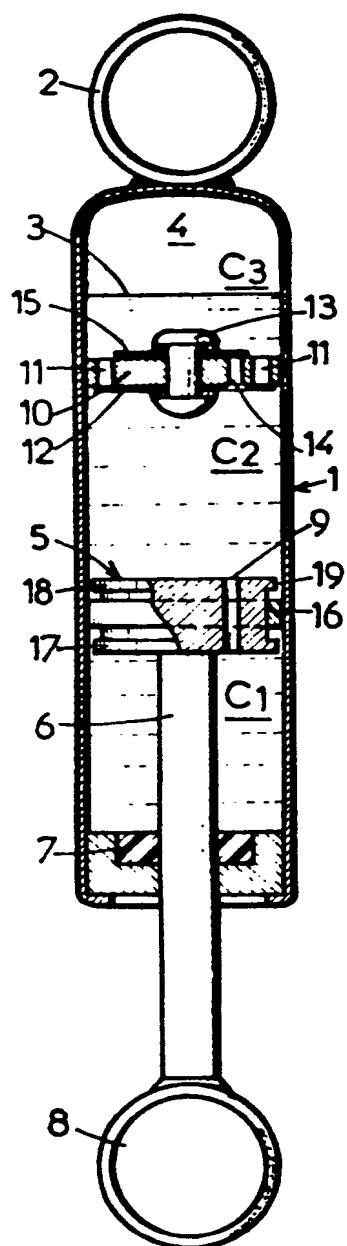


FIG.:2

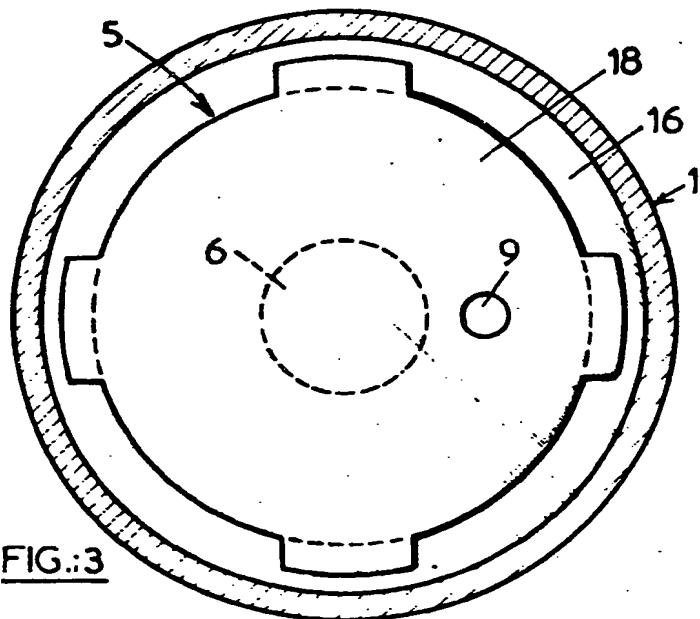
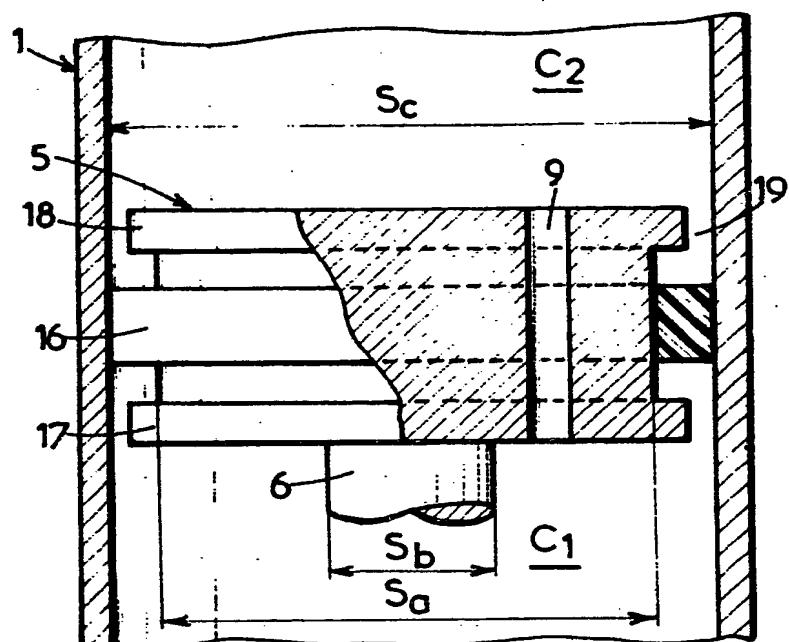


FIG.:3

2587773

2 - 2

FIG.:4

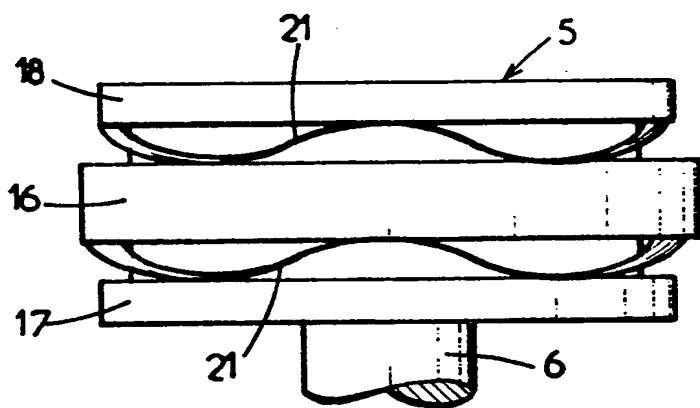
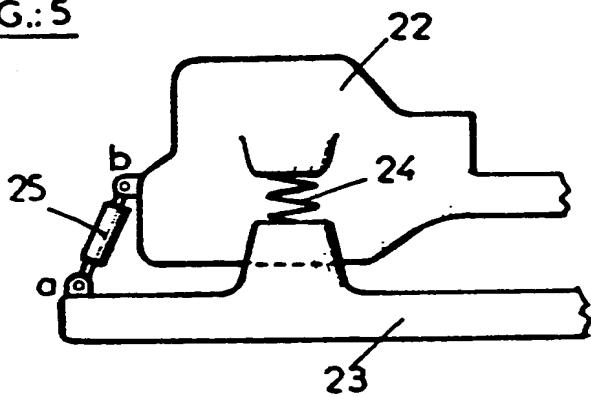


FIG.:5



**THIS PAGE BLANK (USPTO)**